

также подконтрольной эксплуатации в составе объектов ( Ан-140, Ан-124, Ан-148 и др).

Таким образом, выбор рационального схемного решения систем приводов целесообразно осуществлять по критерию надежности, в качестве которого предложен коэффициент относительного эффекта, связывающий нормы надежности и стоимости.

**Список литературы:** 1. Величурский Г.А. Аппаратно – программные методы анализа надежности структурно – сложных систем. – Минск: Наука и техника, 1986. – 126 с. 2. Нечипоренко В.И. Структурный анализ и методы построения надежных систем. – М.: Сов. радио, 1968. 201 с. 3. Черкесов Г.Н., Можжаев А.С. Логико-вероятностные методы расчета надежности структурно-сложных систем. – М.: Знание, 1991. – 104 с. 4. ГОСТ 27.003-90. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности.– М.: Изд-во стандартов, 1981. – 27 с. 5. С.И. Беленький, А.Б. Самохин. Оптимизация анализа надежности оборудования // Вестник машиностроения. – 1977. - №8. – С. 42 – 43. 6. Горбатюк Н.В. Автоматизация оценки функциональной надежности технических систем // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2002. – №4. – С. 72- 75. 7. Рябинин И.А., Черкесов Г.Н. Логико-вероятностные методы исследования надежности структурно-сложных систем. - М.: Радио и связь, 1981. – 264 с. 8. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т. М. Баишта, Ю.С. Головкин, А.А. Комаров, Г.И. Зайончковский и др.; Под ред. Т.М. Баишты.- М.: Транспорт, 1986.- 279 с. 9. Горбатюк Н.В. Компьютерный анализ безотказности гидромеханической части САУ ГТД // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Вип. 18. - 2002. – С. 147 –152. 10. Горбатюк Н.В. Методика поэтапной оптимизации надежности систем приводов // Механіка та машинобудування. – Харків, 2006. - №1. – С. 29-39.

*Поступила в редколлегию 09.06.2012*

## **УДК 621.65**

**О.А. МАТВИЄНКО**, асп., СумДУ, Суми

### **ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЛОПАСТІ ОСЬОВОГО РОБОЧОГО КОЛЕСА ЗАГЛИБНОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА**

В статті аналізується можливість підвищення параметрів малогабаритного осьового ступеню свердловинного насоса за рахунок вибору оптимальної товщини та форми профілю лопаті. Дослідження проводилося за допомогою чисельного моделювання потоку в каналах проточної частини. Отримано напірні та енергетичні характеристики, проведено перевірочний розрахунок лопатей на міцність.

В статье анализируется возможность повышения параметров малогабаритной осевой ступени скважинного насоса за счет выбора оптимальной толщины и формы профиля лопасти. Исследование проводилось с помощью численного моделирования потока в каналах проточной части. Получены напорные и энергетические характеристики, проведен проверочный расчет лопастей на прочность.

The article analyzes possibility of the small-sized axial-flow stage of borehole submersible pump improvement by changing thickness and form of airfoil. Investigations have been performed by numerical simulation of flow in the flow part. Head and efficiency characteristics were received performed test calculations on the strength of the blades.

**Вступ.** Для створення нових ефективних систем артезіанського водопостачання на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету було розпочато розробку нового типу заглибних свердловинних насосів, які базуються на малогабаритних осьових ступенях низької швидкохідності [1, 2, 3]. При проектуванні зазначених ступенів одним з вирішальних питань є обґрунтований вибір товщини профілю лопаті та її вплив на характеристики ступеню.

**Постановка проблеми.** Як відомо [4, 5], в ідеальному випадку для створення заданого кута повороту потоку, а, значить, і напору, робоче колесо осьового насоса повинно було б мати нескінченне число нескінченно тонких лопатей. В реальному насосі дане припущення не може бути реалізованим, бо число лопатей обмежене, і вони мають певну товщину (так звану тілесність), яка визначається передусім вимогами міцності.

Вплив кінцевого числа лопатей та наявність тілесності профілів граток призводить до появи додаткових гідравлічних втрат і враховується при розрахунку параметрів лопатевих систем (наприклад поправка К. Пфлейдерера на кінцеве число лопатей [5] та графік для визначення поправки на тілесність [4]). І якщо для осьових насосів типових схем з швидкохідністю  $n_s=600\ldots1000$  дані втрати не є визначальними, то для малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності (табл. 1), розроблених для застосування в свердловинних насосах [3], ситуація принципово інша. Зазначені ступені [2, 3, 6] характеризуються високими втулковими відношеннями, і, відповідно, короткими лопатями, що встановлені під відносно великими кутами до осі ступеню. Крім того, для отримання максимального напору та зменшення металоємності насоса лопаті мають значно більші від зазвичай застосованих в осьових насосах кути згину лопатей при відносно малих осьових довжинах колеса та великих кутах розкриття міжлопатєвого каналу. У результаті втрати, пов'язані з товщиною профілів різко збільшують свій вплив на його загальний енергетичний баланс.

Таблиця 1- Основні параметри досліджуваного ступеню

Коефіцієнт подачі, $K_Q$	Коефіцієнт напору, $K_H$	Коефіцієнт швидкохідності, $n_s$	Частота обертання, об/хв	Умовний габарит свердловини, дюймів
0,185	0,249	267	2900	10

Відповідно у даному ступеню необхідним виявилось проведення додаткового дослідження, спрямованого на пошук можливих шляхів зменшення зазначених втрат. Одним з очевидних напрямів їх зниження є застосування профілів лопаті робочого колеса меншої відносної товщини, що прямо суперечить вимогам забезпечення міцності при дії нестационарних гідродинамічних сил. Аналіз можливих шляхів забезпечення міцності лопаті малогабаритного осьового робочого колеса низької швидкохідності власне і є предметом розгляду даної статті.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Огляд літературних джерел показав, що одним з можливих рішень даної проблеми є використання бандажного кільця [7,

8, 9]. В турбінах сучасних авіаційних газотурбінних двигунів з метою підвищення їх вібраційної надійності широко використовують робочі лопатки з бандажними полицями [7]. Крім того, таке конструктивне рішення значно зменшує перетікання через радіальний зазор між лопаттю робочого колеса та корпусом турбіни, що в свою чергу підвищує ККД, хоча і призводить до підвищення масогабаритних показників та погіршенню аеродинамічних якостей.

Не менш поширеним є використання бандажних кілець і в компресоробудуванні [8]. Їх використання дозволяє підвищити жорсткість лопаток, а в разі обриву лопатки виключити вихід уламку з зони робочого колеса, уникнути дисбалансу колеса, а також забезпечити гарну ремонтпридатність лопатки.

Усе вищезгадане з деякими обмеженнями можливо застосувати і до робочих коліс осьових насосів, для яких за даними автора [9] бандаж збільшує кавітаційний запас шляхом усунення щільної кавітації, але одночасно може призвести до збільшення затрат потужності на механічне тертя бандажу об робочу рідину.

Іншим можливим шляхом вирішення зазначеної проблеми є заміна профілів лопаті на ті, що забезпечують більш сприятливий розподіл товщини профілю вздовж його хорди. Після аналізу даних, відомих з літературних джерел, для подальших досліджень було обрано два профілі, так званий тип НАСА та тип ВІГМ. Профіль типу НАСА введений у використання Американським національним комітетом з аеронавтики (National Advisory Committee for Aeronautics), форма даного профілю описується формулою [10]:

$$y = \frac{t}{0.2} c \left[ 0.2969 \sqrt{\frac{x}{c}} - 0.1260 \left( \frac{x}{c} \right) - 0.3516 \left( \frac{x}{c} \right)^2 + 0.2843 \left( \frac{x}{c} \right)^3 - 0.1015 \left( \frac{x}{c} \right)^4 \right],$$

де  $c$  – довжина хорди;

$x$  – координата вздовж хорди від 0 до  $c$ ;

$y$  – половини товщини профілю на заданій координаті  $x$ ;

$t$  – максимальна товщина в долях хорди.

Другий – профіль розроблений у Всесоюзному науково-дослідному інституті гідромашинобудування (ВІГМ) [11].

Таким чином, на основі проведеного аналізу літератури було спроектовано три робочі колеса (РК). Перше робоче колесо (РК №1) було таким же, як і базове [12], за виключенням того, що мало бандажне кільце товщиною 3 мм, а його осьова довжина була рівна осьові й довжині лопатей робочого колеса. Профільювання лопатей РК №2 було виконано у відповідності до даних профілю типу ВІГМ, а РК №3 – до типу НАСА.

**Методика проведення дослідження.** Дослідження проводилося за допомогою чисельного моделювання в університетській версії програмного продукту ANSYS CFX. Для коректного моделювання умов роботи проміжного ступеню насоса використовувалась багатозв'язна розрахункова область, яка складалася з вхідного елемента, трьох робочих коліс та статорних апаратів, а також вихідного елемента. Всі результати були отримані для середнього з трьох ступенів.

Розрахункова сітка (рис. 5) була створена у компоненті програмного комплексу ANSYS, і нараховувала приблизно по 0,8 млн. призматичних комірок

у робочих колесах та по 0,6 млн. у статорних апаратах. Для належного опису граничних шарів поблизу твердих стінок густину сітки було збільшено.

Величина змінної  $Y^+$  знаходилася в межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям, приведеним в посібнику користувача [13].

Розрахунок у вказаному програмному продукті виконувався шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь (1), котрі описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища - рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності.

$$\begin{cases} \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \nabla^2 \vec{v} = \frac{d\vec{v}}{dt} \\ \frac{d\rho}{dt} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Густина рідини при розрахунку була прийнятою за постійну величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою системи рівнянь Рейнольдса, для замикання котрих використовувалася стандартна к-ε модель турбулентності.

**Основні результати дослідження.** В результаті виконання чисельного моделювання було отримано напірні та енергетичні характеристики (рис. 1 б, в, г) для трьох ступенів, що базувалися на вище перерахованих робочих колесах. Конструкція і параметри лопатевої ґратки статорного апарату при цьому залишалися незмінними.

Як видно з рис.1, ступінь з бандажним кільцем (РК №1) має найбільше значення ККД серед усіх досліджуваних ступенів.

Як зазначалося вище, це пояснюється значним зменшенням об'єму перетікань через радіальний зазор між корпусом ступеню та робочим колесом. Проте наявність бандажного кільця призвела до вагомого зменшення напору ступеню, що в нашому випадку є негативним явищем, бо напір ступеню, як і його

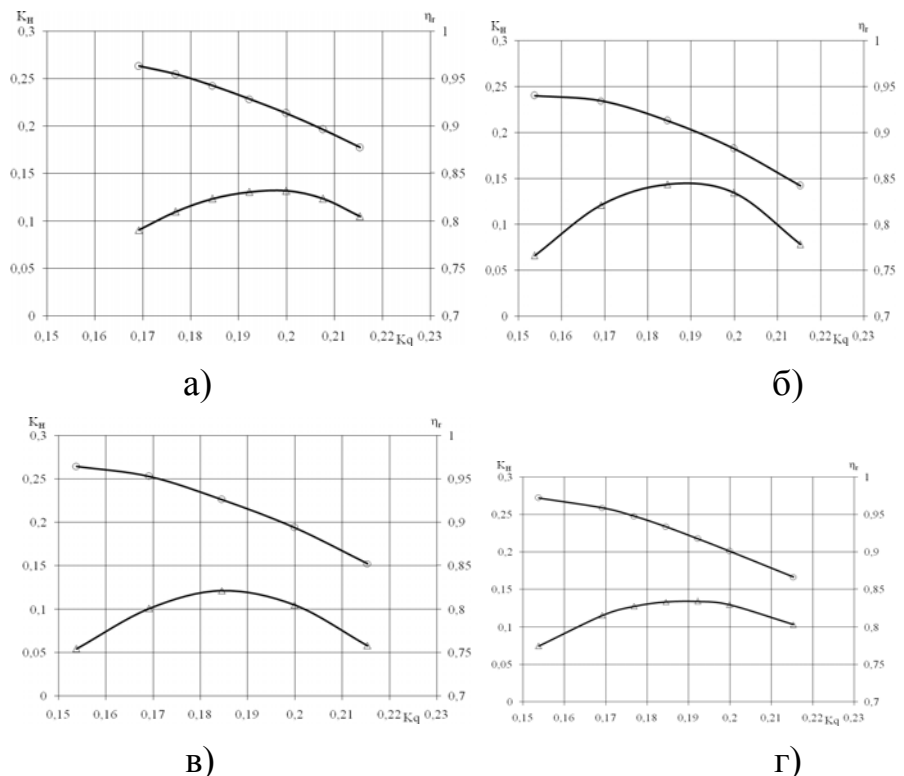


Рис. 1. Характеристика малогабаритного осьового ступеню, отримана шляхом чисельного моделювання: а) для базового РК, б) для РК №1, в) для РК №2, г) для РК №3

ККД, є основними лімітуючими факторами при проектуванні. Крім того, з характеристики ступеню видно, що зона оптимальних значень змістилася вліво в порівнянні з базовим ступенем.

На рис. 1в представлено характеристику ступеню, що базується на робочому колесі №2. Як бачимо, значення його напору є найбільшим серед усіх досліджуваних ступенів, проте значення ККД – найменшим. Форма енергетичною кривої даного ступеню має найбільшу кривизну, що значно зменшує його робочий діапазон. Крім того зона оптимальних значень зміщена вліво ще більше, ніж у попередньому випадку.

Щодо останньої характеристики, що представлена на рис. 1г, на наш погляд вона є найбільш прийнятною у нашому випадку. Не зважаючи на зміщення зони оптимальних значень (яке є найменшим з усіх досліджуваних ступенів), було отримано гарні напірну та енергетичну характеристики. При цьому крива енергетичної характеристики з усіх ступенів має найбільш пологий характер, що збільшує його робочий діапазон.

Відсоткові співвідношення параметрів досліджуваних ступенів в порівнянні з базовим приведено в табл. 2.

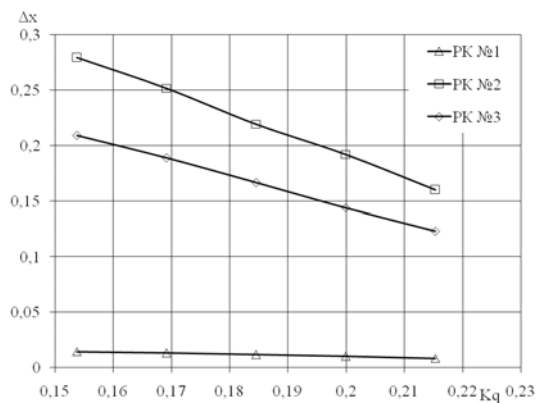


Рис. 2. Графік відносних зміщень для трьох досліджуваних робочих коліс

Таблиця 2- Порівняння результатів чисельного моделювання

	РК №1	РК №2	РК №3
$K_Q$	-5%	-7,5%	-4%
$K_H$	-6,5%	+5,6%	+3,7%
$\eta$ , %	+1,33	-1,2%	+0,5%

В результаті проведення перевірного розрахунку лопатей робочих коліс на міцність[14] було встановлено, що РК №2 має проблемну зону в області вихідної кромки, що може спричинити руйнування лопатей. Подібні результати були отримані і в роботі [14]. Щодо робочих коліс РК №1 та РК №3, то обидва задовольняють умовам міцності.

Для кількісного порівняння отриманих результатів розрахунків на міцність було введено поняття відносного зміщення периферійних ділянок лопаті, яке визначалося за формулою:

$$\Delta x = \frac{x_{\max}}{d_{\max}} \cdot 100$$

де  $x_{\max}$  - максимальне зміщення, мм;

$d_{\max}$  - максимальна товщина профілю лопаті, мм.

Як видно з графіка, максимальні зміщення спостерігаються в РК №2, мінімальні – в РК №1.

**Висновки.** Таким чином, аналізуючи всі отримані результати, було прийнято рішення, що для малогабаритних осьових робочих коліс з низьким значенням коефіцієнту швидкохідності найбільше підходить РК №3, що має профіль НАСА. Дане робоче колесо не тільки покращило напірні та енергетичні характеристики ступеню, а й повністю задовольнило вимогам міцності.

**Список літератури:** 1. Гусак О.Г. Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання/ О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун // Промислова гідравліка та пневматика. – 2010. - №4(30). – С. 8-11. 2. Гусак О.Г. Порівняльний аналіз методик проектування протічних частин осьових насосів/ О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун // Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. – 2011.- Вип. 21(189). – С. 44-58. 3. Proceedings of the 4th international meeting on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems IAHR-WG 2011 /edited by: A. Gajic, M. Benisek, M. Nedeljkovic// Investigation of small-sized axial-flow stage of a borehole pump for water supply/ A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun – Belgrade: University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, 2011. – Р.143 – 150. 4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин - М.: Машиностроение, 1966. - 364с. 5. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко – М., «Машиностроение», 1977. – 288 с. 6. Гусак О.Г. Вплив осьового зазору на параметри малогабаритного осьового ступеню низької швидкохідності свердловинного насоса / О.Г. Гусак, І.П. Каплун, О.А. Матвієнко// Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. – 2011. – Вип. 22 (195). – С. 75-87. 7. Меркулов В.М. О влиянии параметров бандажирования на надежность и ресурс рабочих лопаток турбин / В.М. Меркулов, Ю.В. Якушев, Н.Н. Федорченко, А.П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. - №10 (67). – С. 167-171. 8. Пат. 2264561 Российская Федерация МПК7 F04D29/34 Ступень осевого компрессора газотурбинного двигателя / Аверичкин П.А., Зайнулин И.Г., Зайнулина И.Н., Резуненко В.Ф., Храпач Н.А. - №2004117194/06; заявл. 08.06.2004; опубл. 20.11.2005. 9. Зимницкий В.А. Лопастные насосы. Справочник/ В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов/ под ред. В.А. Зимницкого, В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с. 10. Charles L. Ladson Computer Program To Obtain Ordinates for NACA Airfoils / Charles L. Ladson, Cuyler W. Brooks, Jr., Acquilla S. Hill, and Darrell W. Sproles// National Aeronautics and Space Administration. Langley Research Center. Hampton, Virginia 23681-0001, 1996. – 27 p. 11. Насилов С.Н. О влиянии на гидродинамические характеристики плоской насосной решетки ее геометрических параметров и числа Рейнольдса/ С.Н. Насилов, Б.М. Теворовский // Труды ВНИИГидромаша. Гидромашиностроение. – 1963. – Вып. XXXIII. – С. 89-109. 12. Gusak A. Energy-efficient borehole pumps based on axial stages of low specific speed/ Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun // MOTROL 12d, 2010. – Р. 45-54. 13. ANSYS CFX 10.0 Solver Models. Release 10.0 [Электронный ресурс], 2008. - 549р. - Режим доступа: <http://www.ansys.com>. 14. Мавлюдов А.М. Движители быстроходных судов / А.М. Мавлюдов, А.А. Русецкий, Ю.М. Садовников, Э.А. Фишер. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л., Судостроение, 1982. – 280с.

Поступила в редколлегию 09.06.2012

**УДК 621.4.002.2: 629.73.002.72**

**Г.Б. ФІЛІМОНІХІН**, докт. техн. наук, проф., КНТУ, Кіровоград,  
**А.Ю. НЕВДАХА**, асис., КНТУ, Кіровоград

### **АПРОБАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЇ СКЛАДАННЯ РОТОРІВ ГТД БДТ ЗА МЕТОДОМ ДВОХ ПРОБНИХ СКЛАДАНЬ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ 3D МОДЕЛЮВАННЯ**

Описується комп'ютерна 3D модель ротора ГТД БДТ. Моделюються основні операції і переходи типових технологічних процесів зі складання роторів цього типу методом двох